

УДК 62-614

DOI: 10.15587/1729-4061.2018.139358

Підвищення паливної економічності конвертованих на альтернативні палива дизельних двигунів

С. І. Криштопа, М. В. Панчук, Ф. В. Козак, Б. В. Долішній, І. М. Микитій, О. В. Скалацька

У результаті проведених теоретичних досліджень виконані розрахунки теоретичної індикаторної питомої витрати палива для різних способів конвертації на газ дизельних двигунів. Розглядалися традиційний спосіб дефорсування при конвертації на газ дизельних двигунів за рахунок встановлення додаткових прокладок між головкою і блоком циліндрів, і запропонований спосіб дефорсування за рахунок затримки закриття впускного клапана.

У результаті проведених в лабораторних умовах експериментальних досліджень при різних способах конвертації дизельного двигуна модифікації Х17ДТЛ легкового автомобіля Опель встановлено, що при використанні традиційного способу дефорсування двигунів за рахунок встановлення додаткових прокладок між головкою і блоком циліндрів значення індикаторної питомої витрати зросло, в середньому, на 8–9 %. Але при зниженні ступеня стиснення двигуна запропонованим способом за рахунок затримки закриття впускного клапана, експериментальне значення індикаторної питомої витрати не тільки не збільшилось, а й зменшилось, в середньому, на 7–8 %. Зниження ступеня стиснення двигуна за рахунок затримки закриття впускного клапана запропонованим способом здійснювалось шляхом зміни форми кулачків розподільного валу. Для цього кулачки впускних клапанів розподільного валу наплавлялись, а після цього шліфувались до одержання необхідного профілю, при якому відбувалась затримка закриття клапанів у потрібних межах.

Одержані результати дозволяють оптимізувати процеси переведення на газ дизельних двигунів та знизити витрату палива конвертованих двигунів, в середньому, на 15–17 % у порівнянні з газовими двигунами, переобладнання яких здійснено традиційним шляхом

Ключові слова: альтернативні палива, дизельний двигун, конвертація двигуна на газ, питома витрата палива

1. Вступ

При існуючих об'ємах видобутку і розвіданих запасах нафти вистачить людству орієнтовно на п'ятдесят років. Другим енергетичним ресурсом після нафти в якості моторного палива є природний газ. Останнім часом спостерігається тенденція конвертації існуючих дизельних двигунів на газові та інші альтернативні палива, але на даний момент цілий ряд питань залишається поза увагою виробників [1].

Крім того, незаперечним залишається факт, що автомобілі з двигунами, які працюють на газовому та інших альтернативних паливах, мають гірші по-

казники експлуатаційної витрати палива в порівнянні з аналогічними по робочому об'єму дизельними двигунами [2]. В даний час питання економічної доцільності при переході на альтернативні види палива в сучасних умовах мають першорядне значення. Тому досягнення високої паливної економічності газових двигунів є однією з основних вимог в напрямку розширення застосування газових палив.

В загальному для переобладнання дизельних двигунів на газове паливо необхідно виконати наступне:

- встановити газобалонну апаратуру;
- змонтувати систему запалення;
- виконати настройку системи управління газовим двигуном та оптимізувати кути випередження запалення;
- зменшити для базового дизельного двигуна ступень стиснення.

Найбільш поширеним рішеннями зменшення ступеня стиснення базового дизельного двигуна в умовах автозаводів є:

- застосування поршнів зі зменшеною відстанню від осі поршневого пальця до днища поршня;
- зменшення ходу поршня за рахунок заміни колінчастого вала.

Більш простими способами зменшення ступеня стиснення дизельного двигуна в умовах станцій технічного обслуговування або автопідприємств є [3]:

- збільшення об'єму камери згорання в головці блока або поршнях фрезеруванням;
- збільшення товщини або кількості прокладок між блоком двигуна та головкою блока.

При цьому геометричний ступінь стиснення забезпечують в діапазоні 12–13 одиниць. Зазначене зменшення ступеня стиснення призводить до зниження індикаторного ККД газового двигуна порівняно з базовим дизельним двигуном. Додатково зниження індикаторного ККД, особливо на малих навантаженнях, викликає збільшення втрат на дроселювання. Це призводить до погіршення паливної економічності газового палива, в середньому на 10–25 % у порівнянні з базовим дизельним двигуном. Тому пропонується більш актуальний спосіб зменшення ступеня стиснення базового дизельного двигуна за рахунок більш пізнього закриття впускного клапана. Це дозволяє досягнути зменшення ефективного ступеня стиснення, роблячи його суттєво меншим за геометричний. Тому, беззаперечно, робота в даному напрямку є актуальною. Це дозволяє мінімізувати проблему детонаційного згорання газоповітряної суміші і одночасно підвищити індикаторний ККД двигуна та знизити витрату палива.

2. Аналіз літературних джерел та постановка проблеми

В даний час більшість провідних виробників автомобілів розглядають комплексні рішення з підвищення показників двигунів: регулюються фази газорозподілу, удосконалюється геометрія впускного тракту, оптимізується ступінь стиснення двигуна та ін.

Так, покращення показників колісного трактора МТЗ–80 (виробництво – Білорусь) при переведенні його двигуна на використання газового палива ви-

вчалось в роботі [4]. Особливістю технології конвертації даного тракторного двигуна в газовий було те, що зниження ступеня стиснення було здійснено за рахунок установки додаткових прокладок між головкою і блоком циліндрів. Необхідно відмітити, що зазначений спосіб зниження ступеня стиснення двигунів призводить до підвищеного ризику прогорання прокладок між головкою і блоком циліндрів.

В роботі [5] вивчалось переобладнання автомобіля з дизельним двигуном для роботи на природному газі. У двигуні замість форсунок встановлені іскрові свічки запалювання, електронна система запалювання та газобалонне обладнання. Розточена камера згоряння в днищах поршнів та в результаті зменшено ступінь стиснення з 21 до 13 одиниць. Але авторами недостатньо враховані процеси теплообміну в переобладнаному дизельному двигуні.

Дослідження регулювання тривалості впуску в переобладнаних на газ дизельних двигунів було зроблено в роботі [6]. Встановлено, що при змінах закриття впускних клапанів доцільно одночасно корегувати тривалість впуску за рахунок регулювання висоти підйому клапанів. Але поза увагою авторів залишилось значне ускладнення конструкції та пов'язане з тим загальне суттєве підвищення вартості конвертованого двигуна.

В роботі [7] досліджувались закономірності зміни ступеня стиснення і кутів закриття впускного і відкриття випускного клапанів в залежності від навантаження двигуна. Геометричний ступінь стиснення регулювався поршнем з рухомим днищем. Порівняльні розрахунки навантажувальних характеристик були виконані для базового та конвертованого двигунів. Цікавою особливістю роботи [7] є порівняння робочих процесів з врахуванням рециркуляції відпрацьованих газів. Недоліком роботи [7] є недостатньо швидке спрацювання системи поршнів з регульованим ступенем стиснення двигуна.

Схема з раннім закриттям впускного клапана досліджувалась в роботі [8]. Зазначена схема базується на закритті впускного клапана в той момент, коли ефективний ступінь стиснення досягне заданого значення. В цьому випадку потрібно обмеження частини ходу впуску для надходження суміші з впускного колектора. Потім клапан закривається і частина циліндра, яка залишилася до нижньої мертвої точки такту впуску, стає ізольованою. Після закриття впускного клапана заряд, який опинився в циліндрі, спочатку розширюється до тиску нижче атмосферного, внаслідок руху поршня вниз протягом останньої частини такту впуску. Далі заряд знову стискається на такті стиснення. Очевидним недоліком запропонованої схеми є те, що таке раннє закриття впускного клапана зменшує наповнення циліндра.

Ідея застосувати замість циклу Отто з підведенням тепла при постійному об'ємі, що лежить в основі функціонування більшості сучасних іскрових двигунів, цикл з продовженим розширенням робочого тіла реалізована в роботі [9]. В такому циклі ступінь розширення був більше, ніж ступінь стиснення. Але такий конвертований двигун буде мати занадто складну кінематичну схему силового механізму.

Шлях реалізації циклу з продовженим розширенням за рахунок затримки закриття впускного клапана, щоб знизити максимальні температури відпрацьо-

ваних газів, запропонований в роботі [10]. Але переобладнаний двигун мав понижені енергетичні показники у порівнянні з базовим двигуном.

В роботі [11] були досліджені показники конвертованого для роботи на зрідженому пропан-бутані дизельного двигуна модифікації X17DTL легкового автомобіля Опель. Зниження ступеня стиснення конвертованого двигуна відбувалось за рахунок встановлення двох додаткових прокладок між головкою блока і блоком циліндрів. Необхідно зазначити, що вказаний спосіб зниження ступеня стиснення призводить до зниження індикаторного ККД газового двигуна у порівнянні з базовим дизельним двигуном.

Таким чином, не вирішеною проблемою при переведенні дизельних двигунів на газ є підвищена витрата палива та низький індикаторний ККД. Тому пропонується ефективний спосіб забезпечення високого значення індикаторного ККД конвертованого на газ дизельного двигуна шляхом зменшення ступеня стиснення базового двигуна за рахунок пізнішого закриття впускного клапана.

3. Ціль та задачі дослідження

Ціль роботи – підвищення економічності конвертованих на газ дизельних двигунів шляхом зменшення ступеня стиснення базового дизельного двигуна за рахунок більш пізнього закриття впускних клапанів.

Для вирішення вказаної цілі виносяться такі задачі:

- виконати теоретичні дослідження зміни індикаторної питомої витрати палива для конвертованих на газ дизельних двигунів, де зменшення ступеня стиснення базового дизельного двигуна досягається за рахунок більш пізнього закриття впускних клапанів;
- провести експериментальні дослідження зміни індикаторної питомої витрати палива для конвертованого на газ дизельного двигуна, де зменшення ступеня стиснення досягається традиційним шляхом та запропонованим способом більш пізнього закриття впускних клапанів.

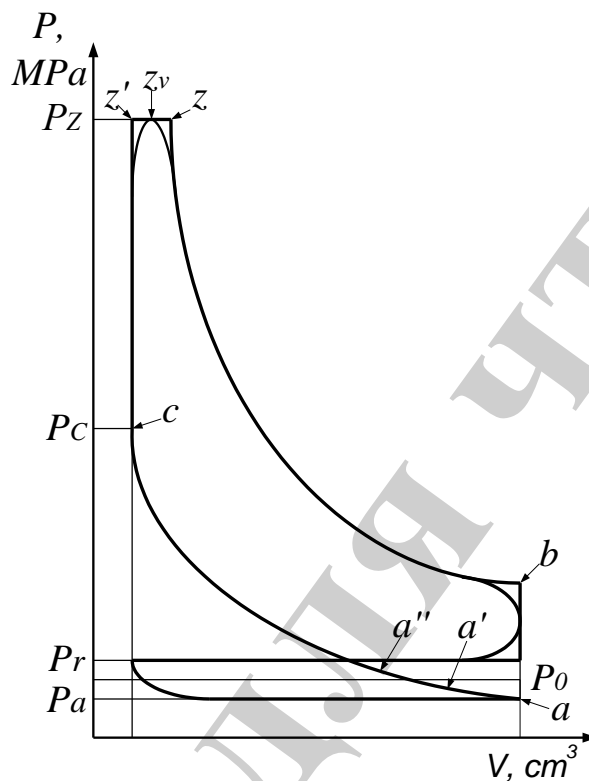
4. Розрахунок індикаторної питомої витрати палива конвертованого двигуна нової конструкції

Використання циклів з продовженим розширенням за рахунок затримки закриття впускного клапана у двигунах дозволяє:

- при зниженні фактичного ступеня стиснення в циліндрі двигуна зменшити вимоги до антидетонаційної стійкості газоповітряної суміші;
- реалізувати концепцію продовженого розширення при зменшенні фактичного ступеня стиснення і, відповідно, підвищити ККД циклу;
- внаслідок зворотного викиду паливної суміші зменшити розрідження у впускному колекторі, що знизить насосні втрати на всіх режимах дроселювання при роботі двигуна.

Об'єктивним показником ефективності будь-якої теплосилової установки, в тому числі дизельних двигунів конвертованих на газові палива, є індикаторний ККД. Високі значення останнього безпосередньо впливають на паливну економічність і потужнісні характеристики двигунів. Шлях реалізації підвищення індикаторного ККД зменшенням ступеня стиснення базового дизельного

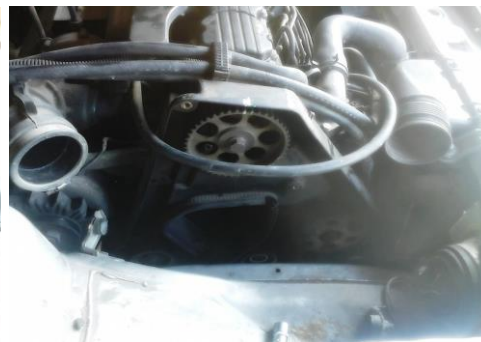
двигуна за рахунок більш пізнього закриття впускного клапана зображений на рис. 1. Схема на рис. 1, *а* ілюструє зміщення точки закриття впускного клапана на індикаторній діаграмі. Точка *a'* – момент закриття впускного клапана базового дизельного двигуна, точка *a''* – момент закриття впускного клапана конвертованого двигуна. Для зміщення кута закриття впускного клапана дизельного двигуна модифікації X17DTL автомобіля Опель (рис. 1, *б*) здійснювалась провертання шестерні приводу валу газорозподільного механізму (рис. 1, *в*).



а



б



в

Рис. 1. Реалізація способу зменшення ступеня стиснення базового дизельного двигуна за рахунок більш пізнього закриття впускного клапана: *а* – зміщення точки закриття впускного клапана *a'*–*a''* на індикаторній діаграмі; *б* – конвертований на пропан-бутанову суміш дизельний двигун легкового автомобіля Опель Астра; *в* – шестерня приводу розподільчого валу

В основі розрахунку показнику індикаторного ККД η_i є порівняння кількості підведеної і відведеної теплоти. У спрощених розрахунках при визначенні індикаторного ККД циклу враховується тільки теплота, що підводиться і відводиться в ізохорних і ізобарних процесах, а процеси стиску і розширення приймаються без теплообміну, тобто як адіабатні. В даному розрахунку при визначенні термічного ККД циклу враховувалась і передача теплоти в тактах стиску і розширення. Аналогічні міркування використовувались і при визначенні середнього теоретичного тиску при різних способах організації циклів двигунів.

При розрахунках авторами прийняті наступні припущення:

- робоче тіло – реальний газ, теплоємність якого постійна, тобто не залежить від температури T і тиску P ;
- хімічний склад робочого тіла міняється, маса його фіксована і залежить від робочого об'єму циліндра;
- робочий цикл замкнутий і оборотний, тобто не враховуються цикли впуску та випуску;
- впуску свіжої суміші і випуску продуктів згоряння немає;
- втрат енергії в циклі немає, насосні втрати відсутні;
- вплив палива враховується через нижчу теплоту згоряння та молекулярну вагу палива;
- процес згоряння здійснюється в кінці стиснення при постійному обсязі і триває при постійному тиску;
- цикл завершується в кінці розширення процесом передачі теплоти від робочого тіла зовнішньому холодному джерелу при постійному об'ємі, а потім повертаючи робоче тіло у початковий стан – при постійному тиску;
- кількість переданого тепла пропорційна масі і теплоті згоряння реальної горючої суміші.

Енергоефективність двигунів оцінюємо індикаторним коефіцієнтом корисної дії η_i , який визначається як відношення теплоти, яка йде на виконання корисної роботи A_k , до підведеної теплоти Q_n , яка одержується внаслідок згорання паливо-повітряної суміші

$$\eta_i = \frac{A_k}{Q_n} = \frac{Q_n - Q_v}{Q_n} = 1 - \frac{Q_v}{Q_n}, \quad (1)$$

де Q_v – кількість відведеної теплоти, кДж.

Кількості підведеної теплоти в циліндри двигуна при згорання паливо-повітряної суміші та відведеної (через систему випуску, систему охолодження та ін.) теплоти визначаються через температури в робочих процесах

$$Q_n = m_{p.} C_{v.p.} (T_{z'} - T_c) + m_{p.} C_{p.p.} (T_z - T_{z'}), \quad (2)$$

$$Q_v = m_{n.} C_{v.n.} (T_b - T_a) + m_{n.} C_{p.n.} (T_a - T_{a'}), \quad (3)$$

де $C_{v.p.}$, $C_{v.n.}$ – ізохорні теплоємності, відповідно, робочої суміші та продуктів згоряння; $C_{p.p.}$, $C_{p.n.}$ – ізобарні теплоємності, відповідно, робочої суміші та продуктів згоряння; m_p , m_n – маси робочої суміші та продуктів згоряння; $T_{z'}$, T_c , T_z , T_b , T_a , $T_{a''}$ – температури, відповідно, робочого тіла на початку попереднього розширення (рис. 1), в кінці стиску, в кінці попереднього розширення, в кінці наступного розширення, на початку процесу геометричного стиску, на початку процесу дійсного стиску.

Тоді з (1)–(3) термодинамічний коефіцієнт корисної дії η_i складе

$$\begin{aligned}\eta_i &= 1 - \frac{mC_{v.n.}(T_b - T_a) + mC_{p.n.}(T_a - T_{a''})}{mC_{v.p.}(T_{z'} - T_c) + mC_{p.p.}(T_z - T_{z'})} = \\ &= 1 - \frac{C_{v.n.}((T_b - T_a) + n_2(T_a - T_{a''}))}{C_{v.p.}((T_{z'} - T_c) + n_1(T_z - T_{z'}))},\end{aligned}\quad (4)$$

де n_1 – середня величина показника політропи стиску, n_2 – середня величина показника політропи розширення.

Показник політропи розширення приймаємо $n_2=1,265$, показник політропи стиску – $n_1=1,364$ [12].

Об'єми $V_{a''}$, температури $T_{a''}$ та тиски $P_{a''}$ робочого тіла в залежності (4) в кінці закриття впускного клапана із затримкою a'' для конвертованого двигуна розрахуємо наступним чином:

$$V_{a''} = \frac{V_a - V_c}{2} \left[(1 - \cos \phi) + \frac{R}{4L} (1 - \cos 2\phi) \right],$$

$$T_{a''} = T_a \left(\frac{V_a}{V_{a''}} \right)^{n_1-1}, \quad P_{a''} = P_a \left(\frac{V_a}{V_{a''}} \right)^{n_1},$$

де R – радіус кривошипу; L – довжина шатуна; ϕ – заданий кут закриття впускного клапана із затримкою.

Температури, тиски та об'єми робочого тіла в залежності (4) в кінці процесів впуску a , стиску c та розширення b для конвертованого двигуна визначимо за формулами:

$$T_a = \frac{P_a T_b}{P_b}, \quad V_a = \frac{V_h \cdot \varepsilon}{\varepsilon - 1} = V_c \cdot \varepsilon, \quad T_b = \frac{T_z}{\rho^{n_2-1}}, \quad P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}},$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}, \quad P_c = P_a \varepsilon^{n_1}, \quad V_c = \frac{V_a}{\varepsilon} = \frac{V_{a''}}{\varepsilon_v},$$

де ε – геометричний ступень стиску двигуна, $\varepsilon = V_a/V_c$; V_h – робочий об'єм конвертованого двигуна; ρ – ступень попереднього розширення робочого тіла, $\rho = \mu \cdot T_z / (\lambda \cdot T_c)$; δ – ступень наступного розширення робочого тіла, $\delta = \varepsilon/\rho$; ε_v – дійсний (фактичний) ступень стиску двигуна, $\varepsilon_v = V_{a''}/V_c$.

Температури, тиски та об'єми в залежності (4) в процесі згоряння для конвертованого двигуна розраховуються наступним чином:

$$T_z = \frac{T_{z'} V_{z'}}{V_c} = \frac{T_{z'} V_{z'}}{V_c} = T_{z'} \cdot \rho, \quad T_{z'} = \frac{\lambda \rho T_c}{\mu}, \quad P_z = \frac{P_c \cdot T_z}{T_c}, \quad V_z = V_c \rho,$$

де λ – ступень підвищення тиску робочого тіла, $\lambda = P_z/P_c$; μ – коефіцієнт молекулярної зміни робочої суміші.

Визначивши індикаторний коефіцієнт корисної дії η_i теоретичну індикаторну питому витрату палива g_i , г/кВт·год розраховуємо за формулою:

$$g_i = 3600 / (H_u \cdot \eta_i),$$

де H_u – нижча теплота згорання палива, МДж/кг.

5. Методи та матеріали експериментальних досліджень паливно-економічних характеристик дизельного та конвертованого двигуна

Метою експериментальних досліджень є визначення індикаторної питомої витрати палива дизельного двигуна, конвертованого на газ. Для вирішення вказаної мети в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу (Україна) було конвертовано для роботи на зрідженому пропан-бутані дизельний двигун модифікації X17DTL автомобіля Опель.

Для переведення дизельного двигуна автомобіля Опель на газове паливо було змонтовано газове обладнання італійського виробництва. Крім того знижений ступень стиснення конвертованого двигуна, встановлена власної розробки електронна DIS-система запалення та оптимізована робота системи управління конвертованого двигуна (рис. 2).

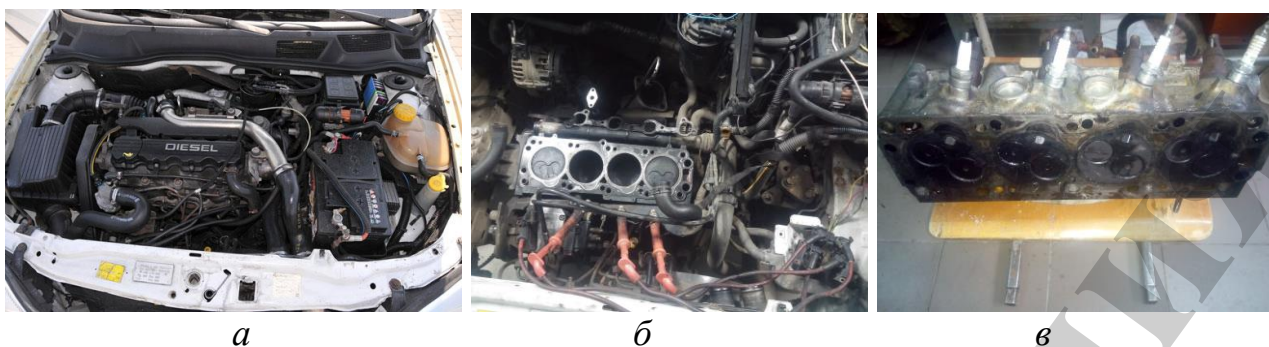


Рис. 2. Легковий автомобіль Опель Астра з конвертованим на газ дизельним двигуном: *а* – двигун модифікації X17DTL; *б* – двигун з демонтованою головкою блоку та встановленою системою запалення; *в* – головка блоку переобладнаного двигуна з свічками та дизельними форсунками

Перша конвертація двигуна та зниження ступеня стиску були виконані шляхом встановлення додаткових прокладок під головку блоку циліндрів. Були проведені експериментальні дослідження паливно-економічних та екологічних характеристик конвертованого двигуна [11]. Особливістю другої конвертації є зниження фактичного ступеня стиску за рахунок затримки закриття впускного клапана. В табл. 1 наведена коротка технічна характеристика конвертованого дизельного двигуна X17DTL легкового автомобіля Опель.

Таблиця 1

Коротка технічна характеристика переобладнаного дизельного двигуна X17DTL легкового автомобіля Опель

№ п/п	Назва параметра	Значення параметра	
		Зниження фактичного ступеня стиску шляхом монтажу додаткових прокладок під головку блоку [11]	Зниження фактичного ступеня стиску затримкою закриття впускних клапанів
1	Базовий двигун	Дизельний, з системою впорскування Bosch EDC 15M	
2	Конвертований двигун	Газовий (пропан-бутан), з системою управління розробки ІФНТУНГ	
3	Літраж двигуна, см ³	1669	
4	Максимальна потужність, кВт (к.с.)/на оборотах, хв. ⁻¹	50(68)/4400	
5	Максимальний крутний момент, Н·м/на оборотах, хв. ⁻¹	130/2000	
6	Ступень стискування базового дизельного двигуна	22,0	
7	Кут закриття впускного клапана	30°	

	базового дизельного двигуна		
8	Кут закриття впускного клапана конвертованого двигуна	30°	52,5°
9	Ступень стискування конвертованого двигуна	13,1	13,2
10	Товщина прокладок під головою блока циліндрів	4,2 мм	1,4 мм (штатна)

Експериментально індикаторну питому витрату палива g , г/кВт·год визначали через механічні ККД двигуна η_{en} та трансмісії η_{tr} , годинну витрату палива G та ефективну потужність на колесах N_e наступним чином:

$$g = G / (N_e \cdot \eta_{en} \cdot \eta_{tr}).$$

Ефективну потужність на колесах N_e , кВт визначали за формулою

$$N_e = \pi \cdot \frac{M_e \cdot n_x}{3 \cdot 10^4 \cdot i},$$

де M_e – ефективний крутний момент на колесах автомобіля, Н·м; n_x – обороти двигуна, хв.⁻¹; i – передавальне число трансмісії.

Ефективний крутний момент на колесах автомобіля визначався за допомогою тягово-гальмівного стенду КИ-8964 ГОСНИТИ [11].

Механічні ККД двигуна η_{en} та трансмісії η_{tr} визначали через потужність механічних втрат двигуна N_{en} та потужність механічних втрат трансмісії N_{tr}

$$\eta_{en} = \frac{N_e}{N_e + N_{en}}, \quad \eta_{tr} = 1 + \frac{N_e + N_{en}}{N_{tr}}.$$

Потужності механічних втрат визначали при вимірюванні потужності споживання електродвигуна, який був заблокований через проставку з ведучим колесом. Потужність механічних втрат трансмісії N_{tr} вимірювалась при положенні коробки перемикачів передач в нейтральному положенні. Потужність механічних втрат двигуна N_{en} та потужність механічних втрат трансмісії N_{tr} вимірювалась при вмиканні вищої передачі коробки передач.

Досліджувані матеріали та обладнання, що використовувались в експериментах, детально наведені в [11].

6. Результати досліджень індикаторної питомої витрати палива дизельних двигунів, конвертованих на газове паливо

Для отримання вихідних даних для порівняння з метою оцінки ефективності конвертованого на газ дизельного двигуна були проведені експериментальні дослідження трьох варіантів виконання конвертованого двигуна. Перший варі-

ант – це конвертований на газ дизельний двигун з базовим ступенем стиснення 22,0. Другий варіант – це конвертований на газ дизельний двигун, де зниження ступеня стиснення конвертованого двигуна до 13,1 відбувалось за рахунок встановлення двох додаткових прокладок між головкою блока і блоком циліндрів. Третій варіант – це конвертований на газ дизельний двигун, де зниження ступеня стиснення конвертованого двигуна до 13,2 відбувалось за рахунок більш пізнього на 22,5° закриття впускного клапана.

На рис. 3 зображені залежності індикаторної питомої витрати палива та крутного моменту конвертованого на газ дизельного двигуна модифікації X17DTL легкового автомобіля Опель з базовим ступенем стиснення 22,0 від зміни частоти обертання колінвала.

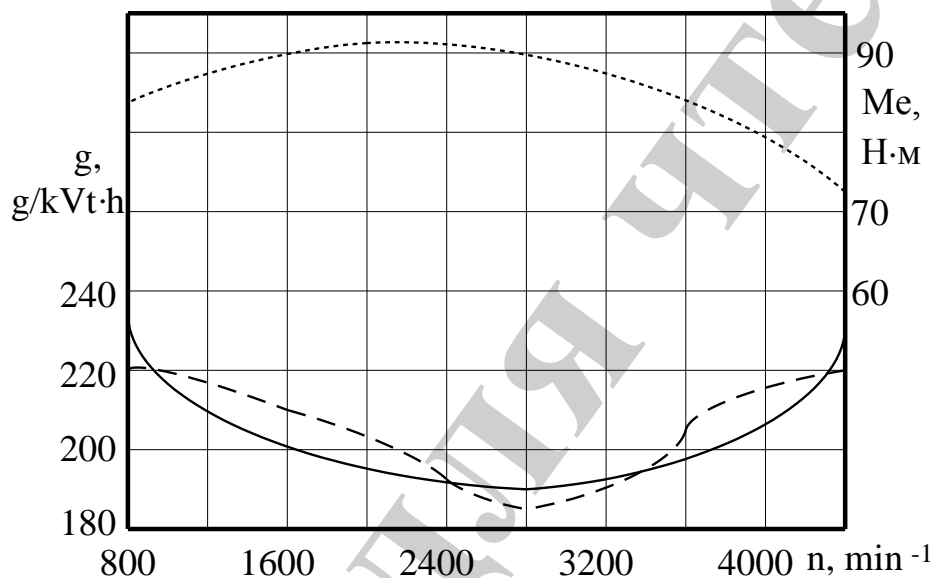


Рис. 3. Залежності індикаторної питомої витрати палива та крутного моменту конвертованого на газ дизельного двигуна модифікації X17DTL автомобіля

Опель з базовим ступенем стиснення 22,0 від зміни частоти обертання колінвала: ———— — індикаторна питома витрата палива, теоретична залежність;
 ———— — індикаторна питома витрата палива, експериментальна залежність;
 — крутний момент двигуна, експериментальна залежність

За результатами експериментів величина індикаторної питомої витрати палива на номінальному режимі склала 220 г/кВт·год, мінімальне значення індикаторної питомої витрати палива дорівнювало 185 г/кВт·год. При тому величина теоретичної індикаторної питомої витрати палива на номінальному режимі склала 229 г/кВт·год, а мінімальне теоретичне значення індикаторної питомої витрати складало 191 г/кВт·год. При цьому необхідно зазначити, що для уникнення детонації двигуна з базовим ступенем стиснення 22,0 при роботі на газу величина крутного моменту, яка відбиралась від двигуна, не перевищувала 70 % або 91 Н·м. Очевидно, що досягнути для першого варіанту прийнятних потужнісних характеристик в принципі не можливо.

На рис. 4 зображені залежності індикаторної питомої витрати палива та крутного моменту від зміни частоти обертання колінвала конвертованого на газ дизельного двигуна модифікації X17DTL з ступенем стиснення 13,1, де зниження ступеня стиснення конвертованого двигуна відбувалось за рахунок встановлення додаткових прокладок між головкою блока і блоком циліндрів.

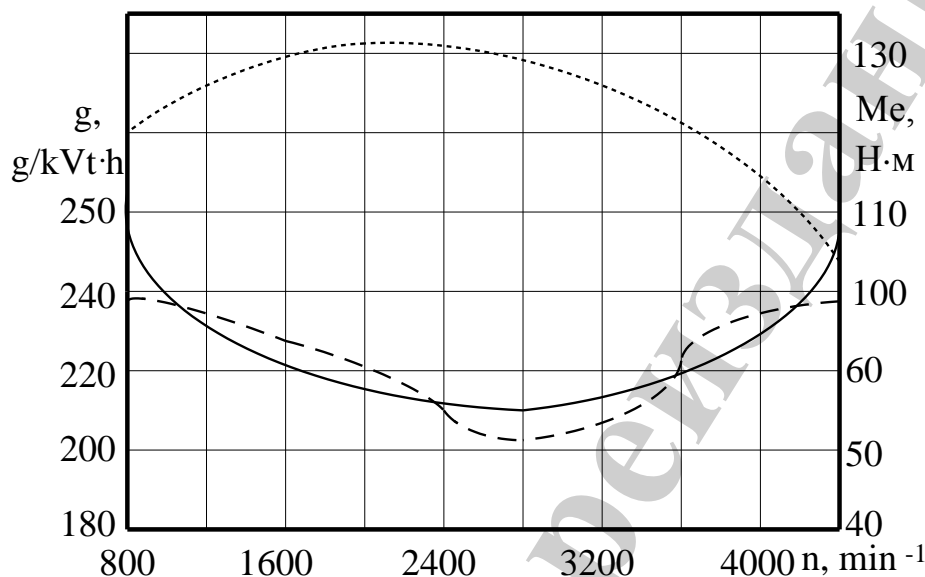


Рис. 4. Залежності індикаторної питомої витрати палива та крутного моменту конвертованого на газ дизельного двигуна модифікації X17DTL легкового автомобіля Опель з ступенем стиснення 13,1 за рахунок встановлення додаткових прокладок від зміни частоти обертання колінвала: ——— індикаторна питома витрата палива, теоретична залежність; — — — індикаторна питома витрата палива, експериментальна залежність; ····· крутний момент двигуна, експериментальна залежність

В результаті випробувань були отримані характеристики конвертованого на газ дизельного двигуна для отримання вихідної порівняльної бази. За результатами експериментів величина індикаторної питомої витрати палива на номінальному режимі склала 238 г/кВт·год, мінімальне значення індикаторної питомої витрати палива дорівнювало 203 г/кВт·год. При тому величина теоретичної індикаторної питомої витрати палива на номінальному режимі склала 247 г/кВт·год, а мінімальне теоретичне значення індикаторної питомої витрати палива складало 211 г/кВт·год. Таким чином, при зниженні ступеня стиснення двигуна за рахунок встановлення додаткових прокладок експериментальне значення індикаторної питомої витрати палива, в залежності від зміни частоти обертання колінвала, зросло у порівнянні з першим варіантом конвертації в діапазоні від 8,1 до 9,7 %. Теоретичне значення індикаторної питомої витрати палива при цьому збільшилось від 3,9 до 7,9 %.

На рис. 5 зображені залежності індикаторної питомої витрати палива та крутного моменту від зміни частоти обертання колінвала конвертованого на газ

дизельного двигуна модифікації X17DTL легкового автомобіля Опель з ступенем стиснення 13,2, де зниження ступеня стиснення конвертованого двигуна відбувалось за рахунок затримки закриття впускних клапанів.

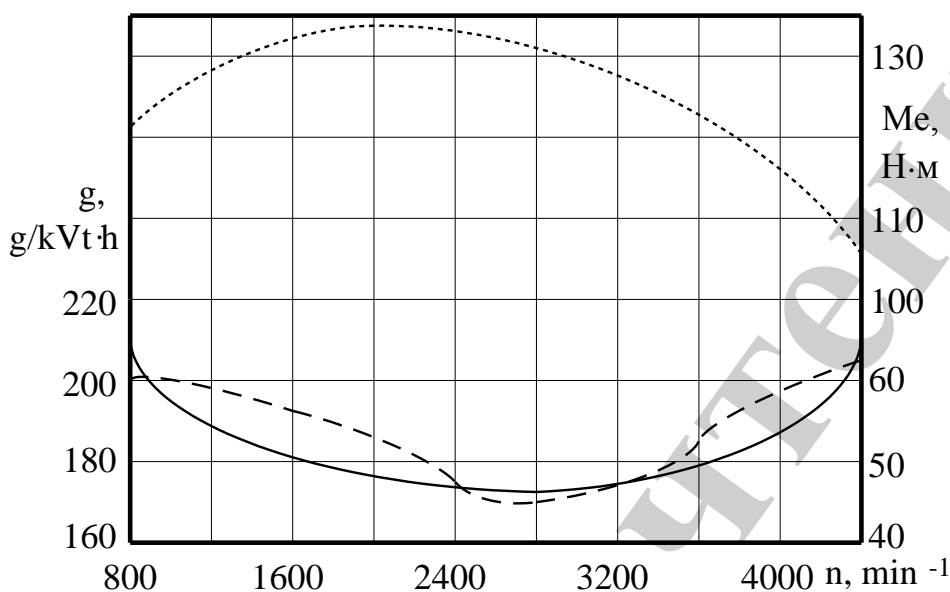


Рис. 5. Залежності індикаторної питомої витрати та крутного моменту конвертованого на газ дизельного двигуна модифікації X17DTL легкового автомобіля Опель з ступенем стиснення 13,2 за рахунок затримки закриття впускного клапана від зміни частоти обертання колінвала: ——— індикаторна питома витрата, теоретична залежність; — — — індикаторна питома витрата, експериментальна залежність; ······· крутний момент двигуна, експериментальна залежність

За результатами експериментів величина індикаторної питомої витрати палива на номінальному режимі склала 204 г/кВт·год, мінімальне значення індикаторної питомої витрати дорівнювало 160 г/кВт·год. При тому величина теоретичної індикаторної питомої витрати на номінальному режимі склала 206 г/кВт·год, а мінімальне теоретичне значення індикаторної питомої витрати складало 174 г/кВт·год. Отже, при зниженні ступеня стиснення двигуна за рахунок затримки закриття впускного клапана експериментальне значення індикаторної питомої витрати зменшилось у порівнянні з традиційним варіантом конвертації в діапазоні 7,3–8,1 %. Теоретичне значення індикаторної питомої витрати палива при цьому знизилось від 8,8 до 10,4 %.

7. Обговорення результатів досліджень індикаторної питомої витрати палива дизельних двигунів, конвертованих на газове паливо

Проведені дослідження є продовженням роботи з вивчення шляхів конвертації дизельних двигунів на газове паливо [11].

Виконані теоретичні розрахунки та експериментальні дослідження корисні тим, що свідчать про ефективність способу оптимізації робочого процесу дви-

гуна за рахунок більш пізнього закриття впускного клапана. Виконані теоретичні та експериментальні дослідження показують можливість істотного зниження, в середньому на 11–14 % в залежності від крутного моменту двигуна, індикаторної питомої витрати палива. Це, в свою чергу, дозволяє розраховувати на пропорційне зменшення експлуатаційної витрати палива для дизельних двигунів, конвертованих на газ запропонованим способом зниження стиснення шляхом більш пізнього закриття впускного клапана. Окремо треба відмітити, що зазначені показники зниження витрати палива двигунів з механізмом більш пізнього закриття впускного клапана, як показали експерименти, будуть мати місце при забезпеченні потужності на рівні базового двигуна.

Як суттєву перевагу проведених досліджень можна відмітити, що виконані теоретичні розрахунки добре корелюються з результатами експериментів. Тому виконані дослідження можуть бути рекомендовані та використані фахівцями автозаводів та моторобудівельних підприємств при проектуванні нових та переведенні існуючих двигунів на альтернативні газові палива. Одержані результати дозволяють оптимізувати конструкції систем живлення та газорозподільних механізмів конвертованих на газ дизельних двигунів. Разом з тим, є очевидними обмеження використання запропонованого методу з точки зору одержаних результатів економії палива. Надмірно пізнє закриття впускних клапанів може призводити до зворотних викидів палива у впускний колектор та зменшення ефективного ступеня стиснення двигуна. Це, в свою чергу, призведе до погіршення процесу згорання та зростання витрати палива.

Тому подальші дослідження шляхів конвертації дизельних двигунів на газове паливо мають бути зосереджені в напрямку оптимізації фаз газорозподілу, що пов'язано з суттєвими труднощами експериментального характеру.

8. Висновки

1. У результаті проведених теоретичних досліджень виконані розрахунки теоретичної індикаторної питомої витрати палива для різних способів конвертації на газ дизельних двигунів. При цьому розрахунки показали, що для запропонованого способу конвертації дизельних двигунів на газ з більш пізнім на $22,5^\circ$ закриттям впускного клапана індикаторна питома витрати палива знижується в діапазоні 8–10 %.

2. У результаті проведених в лабораторних умовах експериментальних досліджень при різних способах конвертації дизельного двигуна модифікації X17DTL легкового автомобіля Опель встановлені залежності індикаторної питомої витрати палива від частоти обертання колінвала. З'ясовано, що при використанні традиційного способу дефорсування двигунів за рахунок встановлення додаткових прокладок між головкою блока і блоком циліндрів значення індикаторної питомої витрати палива зросло, в середньому, на 8–9 %. Але при зниженні ступеня стиснення двигуна запропонованим способом шляхом затримки закриття впускного клапана експериментальне значення індикаторної питомої витрати не тільки не збільшилось, а й зменшилось, в середньому, на 7–8 %. Основною причиною зниження індикаторної витрати палива є те, що в конвертованому зазначеним способом двигуні ступінь розширення стане більше, ніж

ступінь стиснення. А це, відповідно, підвищить індикаторний ККД двигуна. Крім того, при зниженні ступеня стиснення двигуна вказаним способом зменшується розрідження у впускному колекторі, що призводить до скорочення насосних втрат на всіх режимах. А це, відповідно, також знижує витрату палива конвертованого двигуна.

Література

1. Main trends of biofuels Production in Ukraine / Panchuk M., Kryshtopa S., Shlapak L., Kryshtopa L., Panchuk A., Yarovy V., Śladkowski A. // *Transport Problems*. 2017. Vol. 12, Issue 4. P. 15–26.
2. Experimental Research on Diesel Engine Working on a Mixture of Diesel Fuel and Fusel Oils / Kryshtopa S., Kryshtopa L., Melnyk V., Dolishnii B., Prunko I., Demianchuk Y. // *Transport Problems*. 2017. Vol. 12, Issue 2. P. 53–63.
3. Гребнев А. В. Влияние применения природного газа на показатели рабочего процесса дизеля с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от угла опережения впрыскивания топлива // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей внутреннего сгорания. Материалы II Всероссийской науч. практ. конф. «Наука – Технология – Ресурсосбережение»: сб. науч. тр. СПб. – Киров: Российская Академия транспорта – Вятская ГСХА, 2008. Вып. 5. С. 194–197.
4. Захарчук О. В. Покращення екологічних показників колісного трактора використанням газового палива // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Темат. Вип.: Автомобіле- та тракторобудування. Харків: НТУ "ХПІ". 2014. № 10 (1053). С. 27–32.
5. Kaleemuddin S., Rao P. Conversion of diesel engine into spark ignition engine to work with CNG and LPG fuels for meeting new emission norms // *Thermal Science*. 2010. Vol. 14, Issue 4. P. 913–922. doi: <https://doi.org/10.2298/tsci1004913k>
6. Saleh H. Effect of variation in LPG composition on emissions and performance in a dual fuel diesel engine // *Fuel*. 2008. Vol. 87, Issue 13-14. P. 3031–3039. doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2008.04.007>
7. Nadar K., Reddy R. Combustion and emission characteristics of a dual fuel engine operated with mahua oil and liquefied petroleum gas // *Thermal Science*. 2008. Vol. 12, Issue 1. P. 115–123. doi: <https://doi.org/10.2298/tsci0801115n>
8. Experimental investigation and combustion analysis of a direct injection dual-fuel diesel–natural gas engine / Carlucci A. P., de Risi A., Laforgia D., Naccarato F. // *Energy*. 2008. Vol. 33, Issue 2. P. 256–263. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2007.06.005>
9. Cheenkachorn K., Poompipatpong C., Ho C. G. Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas) // *Energy*. 2013. Vol. 53. P. 52–57. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.02.027>
10. Elnajjar E., Hamdan M. O., Selim M. Y. E. Experimental investigation of dual engine performance using variable LPG composition fuel // *Renewable Energy*. 2013. Vol. 56. P. 110–116. doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.09.048>

11. Research into emissions of nitrogen oxides when converting the diesel engines to alternative fuels / Kryshchuk S., Panchuk M., Dolishnii B., Kryshchuk L., Hnyp M., Skalatska O. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Vol. 1, Issue 10 (91). P. 16–22. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.124045>

12. Numerical study on the combustion process of a biogas spark-ignition engine / Carrera J., Riesco J., Martínez S., Sánchez F., Gallegos A. // Thermal Science. 2013. Vol. 17, Issue 1. P. 241–254. doi: <https://doi.org/10.2298/tsci11115152c>